

FTA(Fault Tree Analysis)기법을 이용한 이송용 대부하 베어링 고장 진단

배용환*, 이형국*, 이석희**, 이성진***

Fault Diagnosis of Walking Beam Roller Bearing by FTA

Y. H. Bae, H. K. Lee, S. H. Lee, S. J. Lee

Abstract

The development of automatic production systems have required intelligent diagnostic and monitoring function to repair system failure and reduce production loss by the failure. In order to perform accurate functions of intelligent system, inferencing about total system failure and fault analysis due to each mechanical component failures are required. Also the solution about repair and maintenance can be suggested from these analysis results. As an essential component of mechanical system, a bearing system is investigated to define the failure behavior. The bearing failure is caused by lubricant system failure, metallurgical defficiency, mechanical condition(vibration, overloading, misalignment) and environmental effect. This study described roller bearing fault train due to stress variation and metallurgical defficiency from lubricant failure by using FTA.

Keywords : FTA(고장나무분석), Diagnosis Method(진단기법), Monitoring System(감시시스템), Lubrication(윤활), Friction Coefficient(마찰계수), Stress Variation(응력변화), Metallurgical Defficient(금속결함), Fault Train(사고연쇄전파)

<p>기호설명</p> <p>ho: 최소유막두께 [mm]</p> <p>R: 등가원통반경 [mm]</p>	<p>R₁, R₂: 각 접촉원통 반경 [mm]</p> <p>E₁, E₂: 두 원통의 각각의 영률</p> <p>V₁, V₂: 두 원통 각각의 포아송비</p> <p>α: 윤활제 압력점도지수 [mm² · Kgf]</p>
--	--

* 부산대학교 생산기계공학과 대학원(정회원)

** 부산대학교 생산기계공학과, 기계기술연구소 연구원(정회원)

*** 산업과학기술연구소 기전연구실

p: 베어링에 작용하는 압력	[Kg _f /mm ²]
w: 원통축방향단위길이당 하중	[Kg _f /mm]
S ₁ , S ₂ : 양접촉면의 표면조도	[mm]
K: 베어링 형식별 계수	
dp: 베어링의 피치원 직경	[mm]
η: 윤활유 절대점도	[Kg _f · s/mm ²]
μ: 접촉부 입구의 점도	[Kg _f · s/mm ²]
N: 회전수	[rpm]
Po: 정등가하중	[Kg _f]
f: 마찰계수	
σ: 로울러 내부 응력	[Kg _f /mm ²]
PE: Probable Event	

1. 서 론

다양화된 소비자의 기호에 알맞는 제품을 수요에 맞게 생산하기 위하여 플렉시블 제조시스템이 등장하게 되었다. 또한 노동력의 고임금화 및 상대적 부족으로 생산업체는 무인 생산시스템의 도입이 불가피하게 되었다. 현재의 무인화된 공장에서 설비사고로 인한 생산손실 방지와 빠른 복구를 위해서는 지능화된 진단감시시스템이 절실히 요구된다. 일반적으로 현재 설비진단시스템에서 주로 이용되고 있는 진단기법은 주로 시스템의 각 부품에서 작동중 발생하는 물리량(열, 진동, 힘)의 변화를 알맞는 센서 및 점점 신호상태를 이용하여 연속적으로 감시하는 방법을 사용하고 있다.^(1,2,3)

이러한 방법은 센서에서 채취된 신호를 여러 분석기법^(4,5)을 이용하여 패턴인식에 의한 사고유형분석에 의존하고 있다. 그러나 이와 같은 방법은 설비상태의 단편적인 상태판단 및 사고발생 전 기계에서 발생하는 신호를 채취하여 기존의 나타난 에이타 베이스내의 신호와 패턴매칭에 의하여 어느 일정한 임계값에 도달되기 전 시스템을 정지함으로써 고장을 방지하는 예방조치에 지나지 않고, 신호에 따른 기계상태를 정확히 판단하거나, 새로 도입된 시스템의 경우 어디에서 고장이 일어날 것인지에 대한 예측이 어렵고, 또 센서 설치위치를 정하기가 매우 어렵다. 이러한 경우 대상 시스템의 정확한 고장트레인을 규명하고, 각각의 기계요소의 미세한 변화가 전체시스템에 주는 영향에 대한 진단지식이 필요하다. 일반적으로 설비사고는 시스템을 구성하는 각 기계요소 중에서 한 요소에 어떤 결함이 발생하면 이와 연결된 다른 기계요소에 영향을 미쳐 연쇄적인 결

함을 유발시킨다. 따라서 이러한 연쇄적인 결함을 분석하기 위해서는 신호상태 뿐만이 아니라, 환경적인 요소, 기계결합, 기계의 응력상태 등에 대한 종합적인 지식이 요구된다. 사례에 의하면 베어링의 사고는 일반적으로 베어링 자체의 급속적 재질결합과 윤활시스템의 결함, 무리한 기계작동, 미스어라이먼트 등에 의하여 주로 발생한다고 보고되고 있다^(6,7,8). 이러한 연구들은 베어링 요소들의 이상 발생에 대한 연구이고, 요소결합이 시작된 후 각 요소로의 전과과정과 시스템 전체 파손에 이르기까지에 대한 파손트레인은 규명되지 않았다. 또한 각 요소의 연쇄적 결함분석을 컴퓨터에서 이용하기 위해서는 지적 추론방식(intelligent inferencing method)이 필요하다⁽⁹⁾. 이 지적 추론방식을 기본으로 하여 상호연관성을 역추론함으로써 사고분석과정을 줄일 수 있는 잇점이 있을 것으로 생각된다. 따라서 본 연구에서는 파손된 로울러 베어링의 요소별 결함분석을 위하여 조직현미경으로 리테이너핀 파손부 단면관찰을 통하여 베어링 표면에서 탈락된 파편이 핀에 치입되어 리테이너 운동을 방해하는 것을 관찰하였고, 주사현미경(SEM)을 이용하여 베어링 표면에서 윤활막 두께감소로 인한 프레킹(flaking) 발생현상을 관찰, 또 윤활막 저하로 인한 베어링 표면의 마찰증가로 인한 내부 응력증가로 표면의 미세크랙이 급속결합과 연결되어 어떻게 진전되는지를 관찰하였다. 이러한 운동방해, 프레킹, 미세크랙 등 관찰된 사실로부터 각 요소 결함의 사건(event) 전개 및 베어링파손 전과추론을 위한 수단의 하나로 Watsonon이 제안한 FTA(Fault Tree Analysis)^(10,11)를 이용하여 로울러 베어링의 파손트레인을 규명한다.

2. 이론적 배경

2.1 FTA에 의한 고장률 및 신뢰도 평가

FTA의 수리적 구조는 신뢰성 이론의 진보와 더불어 점차 해명되었고, 네트워크 구조나 연결그래프의 대응이 명확해졌다. 또 복잡한 시스템을 나타내는 대규모 FT(Fault Tree)의 작성을 위해 컴퓨터 알고리즘이나 그 처리를 위한 재해 발생확률의 근사계산법 등이 개발되었다.⁽¹²⁾ FT를 작성하기 위해서는 먼저 해석하려는 재해(top event: 정상사상, 목표사상)를 쓰고, 그 아래 그 재해의 직접 원인이 되는 기계 설비의 불량상태나 작업자의 에러(fault event: 결함사상)등을 나열해서

정상사상과의 사이를 게이트로 연결한다. 제2단계 각 결합 사상의 직접원인이 되는 결합사상을 쓰고, 3단계는 가장 기본적인 고장요소인 기본사상을 써서, 제2단계와의 사이를 게이트로 연결한다. 이와 같이 해서 순번으로 아래쪽으로 갈수록 피라미드 형태의 사상으로 전개된다. 아래단의 사상과 바로 그 위단의 사상을 연결하는 게이트는 기본적으로 AND게이트와 OR게이트다. 고장을 평가시 기본사상(시스템 요소)은 수리될 수 없는 것으로 가정한다. 고장발생시간은 지수적으로 분포한다⁽¹³⁾. FT는 중복이 없고 기본고장발생(요소고장들)은 통계적으로 독립사상들이다. 신뢰성R(t)는 정해진 시간 t에 대한 시스템이 성공적 운행될 확률을 나타낸다. 시간 t에서 재해 및 고장은 다음과 같은 신뢰도의 향으로 표시된다.

$$\lambda(t) = -\frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dR(t)}{dt} \quad (1)$$

직렬시스템에 대한 OR게이트로 연결된 신뢰도는 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i = \prod_{i=1}^n e^{-\lambda_i t} = e^{-\lambda_s t} \quad (2)$$

$$\lambda_s = \sum_{i=1}^n \lambda_i \quad (3)$$

병렬시스템에 대한 AND게이트에 대한 신뢰도는 다음과 같다.

$$R_p = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - e^{-\lambda_i t}) \quad (4)$$

식 (4)를 (1)에 대입하면

$$\lambda_p(t) = -\frac{1}{R_p} \cdot \frac{dR_p(t)}{dt} = \frac{\sum_{j=1}^n \lambda_j (Z_j - 1)}{\prod_{i=1}^n Z_i - 1} \quad (5)$$

여기서 t 수행시간이고

$$Z_j = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_j t})}; j = 1, 2, 3, \dots; n \quad (6)$$

2.3 마찰존재시 로울러베어링 표면 응력변화

기계장치에 사용되는 베어링 부품에서 윤활의 역할은 냉각 뿐만 아니라 베어링 내부의 응력완화 및 부식방지 역할을 한다. 일반적으로 베어링의 윤활형태와 점도에 의하여 베어링 접촉부에 마찰력의 크기가 변화하고, 이로 인하여 베어링 표면의 응력상태가 달라진다. 유체윤활에서 유막계수는 다음과 같이 정의된다.

$$A = \frac{h_o}{\sqrt{S1^2 + S2^2}} = K \cdot dp \cdot (\eta \alpha N)^{0.73} \cdot P^{-0.09} \quad (7)$$

윤활상태를 크게 분류하면 유체윤활(Hydrodynamic Lubrication), 탄성유체윤활(Elastohydrodynamic Lubrication), 혼합윤활(Mixed Lubrication), 경계윤활(Boundary Lubrication)이 되며,⁽¹⁴⁾ 이들에 대한 유막두께와 마찰계수는 윤활상태에 따라 달라진다. 일반적으로 베어링을 사용하고 있는 상태에서 A가 1 ~ 3.5이므로 유막두께가 접촉면의 표면조도 이상이 되어 표면손상이 생기지 않지만 A가 1보다 작으면 유막형성은 없고, 금속접촉에 의해 표면손상을 일으키고 베어링의 수명이 단축된다. 유막계수 A가 크게 되는 조건은 식(7)에서 베어링의 회전수 증가와 윤활유의 운전온도에 있어서 압력점도계수가 크게 되는 것이다. 베어링 윤활유의 점도에 따라서 유막의 두께가 달라지고 이로 인하여 베어링 접촉면의 마찰계수의 변화가 생긴다. 이러한 마찰력의 존재로 인하여 베어링 내부에 응력의 변화가 생긴다. 이러한 응력의 변화는 재료의 응력한도를 넘어서 사고의 원인이 되는 경우가 자주 발생한다. 따라서 본 절에서는 마찰계수의 변화에 의한 베어링 내부의 응력변화에 대하여 살펴보기로 한다.⁽¹⁵⁾ 수직하중과 결합된 마찰력의 존재는 실린더 내부에 응력변화를 일으킨다. 예를 들면 수직하중만이 존재할 때 접촉면 주위의 실린더 내부의 모든 점에는 압축 응력만이 존재하는데 이와같은 현상은 실린더의 크랙이 베어링 표면의 피팅(pitting)과 같은 탈락(separation)을 일으키는지 설명할 수 없다. 그러나 마찰력이 도입되면 마찰력이 작용하는 바로 뒷부분에 세개의 주 응력중 두개가 인장응력으로 바뀐다. 그러나 만일 이러한 인장응력이 윤활이 잘된 표면상에서 매우 작다면, 인장응력은 실린더 표면에 존재하는 미세크랙(microcrack)이나 표면의 불규칙에 의하여 응력집중으로 증가될 수 있다. Fig.1은 마찰력이 존재하는 접촉면

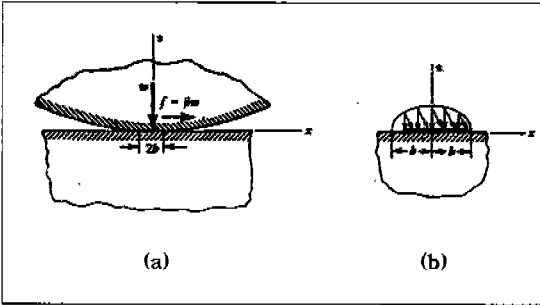


Fig. 1 Tangential and normal forces on the contact area

통부위의 응력상태를 나타낸 것이다. 이것은 단위길이 당 w 의 분포하중을 받고 있고, 이것이 압축되어 접촉부 영장이 $2b$ 가 된다. 마찰계수를 β 라 하면 마찰력 $f = \beta w$ 가 된다. 이때 마찰력의 존재로 인하여 접촉부분에 전단응력이 발생한다. 이때 원통실린더 각 지점에서 응력 분포는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_z &= -\frac{b}{\pi \Delta} [z(b\phi_1 - x\phi_2) + \beta z^2 \phi_2] \\ \sigma_{xx} &= -\frac{b}{\pi \Delta} \left\{ z \left[\frac{b^2 + 2z^2 + 2x^2}{b} \phi_1 - \frac{2\pi}{b} - 3x\phi_2 \right] \right. \\ &\quad + \beta [(2x^2 - 2b^2 - 3z^2)\phi_2 + \frac{2\pi}{b} \\ &\quad \left. + 2(b^2 - x^2 - z^2)\frac{x}{b}\phi_1 \right\} \quad (8) \\ \sigma_{yy} &= -\frac{2vb}{\pi \Delta} \left\{ z \left[\frac{b^2 + 2z^2 + 2x^2}{b} \phi_1 - \frac{\pi}{b} - 2x\phi_2 \right] \right. \\ &\quad + \beta [(x^2 - b^2 - z^2)\phi_2 + \frac{\pi}{b} \\ &\quad \left. + (b^2 - x^2 - z^2)\frac{x}{b}\phi_1 \right\} \\ \sigma_{xz} &= -\frac{b}{\pi \Delta} \left\{ z^2 \phi_2 + \beta [(b^2 + 2x^2 + 2z^2)\frac{z}{b}\phi_1 \right. \\ &\quad \left. - \frac{2\pi z}{b} - 3xz\phi_2 \right\} \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned} b &= \sqrt{2w\Delta/\pi} \\ \Delta &= \frac{1}{\left(\frac{R1}{2} + \frac{R2}{2}\right)} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E2} \right] \end{aligned}$$

$$\phi_1 = \frac{\pi(M+N)}{MN\sqrt{2MN+2x^2+2z^2-2b^2}}$$

$$\phi_2 = \frac{\pi(M-N)}{MN\sqrt{2MN+2x^2+2z^2-2b^2}}$$

$$M = \sqrt{(b+x)^2 + z^2} \quad N = \sqrt{(b-x)^2 + z^2}$$

윗식을 이용하여 마찰계수가 0에서 1/3까지 변화할 때 표면에서 최대 주응력 변화와 최대 전단응력변화를 얻을 수 있다. 여기서 각 주응력은 마찰력 작용방향으로 접촉면 센터로부터 약 0.3b지점에서 최대값을 가지며 마찰계수가 1/3일때 최대주응력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi_1 &= -1.4 (b/\Delta) & \phi_2 &= -0.72(b/\Delta) \\ \phi_3 &= -0.53(b/\Delta) \end{aligned} \quad (9)$$

마찰계수가 0일때와 비교해 보면 마찰계수가 1/3일 때 최대 주응력이 40%정도 증가한다. 또한 마찰작용 반대방향의 접촉부 뒷 부분의 주응력 σ_2 , σ_3 는 인장응력이 발생한다. 이 응력의 최대크기는 접촉면 센터에서 약 -b지점에서 2/3(b/Δ)와 1/6(b/Δ)이다. 이러한 인장응력의 존재는 반복하중에 기인한 베어링 표면의 피로파괴를 일으킬 수 있다. 일반적으로 최대전단응력은 마찰이 존재하지 않을 경우는 접촉부 중앙 $z=0.786b$ 지점에서 0.3(b/Δ) 발생되지만, 마찰력이 점차 커짐에 따라 작용점은 표면으로 이동되어 마찰계수가 1/3인 경우에는 접촉부 중앙에서 마찰작용방향으로 0.3b지점의 접촉표면에서 0.43(b/Δ) 발생된다. 따라서 마찰력의 작용으로 최대전단응력이 표면근처에 작용함에 따라 피로가 가속화되고, 표면근처의 금속조직의 결함에 의하여 베어링 표면의 플래킹을 빨리 유발시킨다.

3. 로울러 베어링 고장진단 적용사례

본 연구의 FTA 적용사례로서 금속 슬라브 운송장치를 지지하는 Walking Beam Bearing의 고장진단에 대하여 적용코자 한다. Fig.2는 베어링의 내부구조 및 작동메카니즘을 나타낸 것이다. 베어링 구동모타에서 구동사프트와 구동기어를 통하여 관심대상인 복렬로울러 워킹빔 베어링의 내부 캠축을 구동시킴으로 슬라브

의 하중이 베어링에 작용한다. 적용된 베어링은 사용한 지 3년 반만에 파손을 일으켰으며, 베어링은 단일 중앙 공급윤활방식에 의하여 동일한 여러 개의 베어링에 윤활유가 공급되는데 이 중 하나의 베어링이 파손을 일으켰다. 일반적으로 윤활유 이상에 의한 고장은 여러 개의 베어링 파손을 유발할 것으로 생각되나 적용사례에서는 오직 하나의 베어링에서 파손이 진행된 것은 윤활 이외의 다른 요인에 의하여 파손이 진행된 것으로 볼 수 있다. Table 1에 본 워킹빔 베어링 사양을 나타내었다.

3.1 파손관찰 결과

일반적으로 고장진단의 경우 가장 많은 진단정보를 얻을 수 있는 것은 고장난 시스템의 외부적으로 나타나는 정보를 수집함으로써 가장 많은 정보를 얻을 수 있다. 따라서 대상이 되는 기계의 파손상태를 육안관찰하

Table 1 The specification of Working Beam roller bearing

Classification	Specification
Bearing size	Inner Radius : 500 (mm) Outer Radius : 720 (mm) Width : 167 (mm)
Load Condition	Radial load : 182 (ton) Basic dynamic load: 253 (ton) Basic static load : 380 (ton)
Internal clearance	Radial : 0.19 - 0.24(mm) Axial : 0.73 - 0.93(mm)
Revolution	2 (rpm)
Eccentricity	100 (mm)
Stroke	Upper & down : 200 (mm) Forward & backward : 500 (mm)

고, 여기서 얻어진 정보를 이용하여 시험을 행하고 이를 통하여 고장트레인(fault train)을 작성하였다.

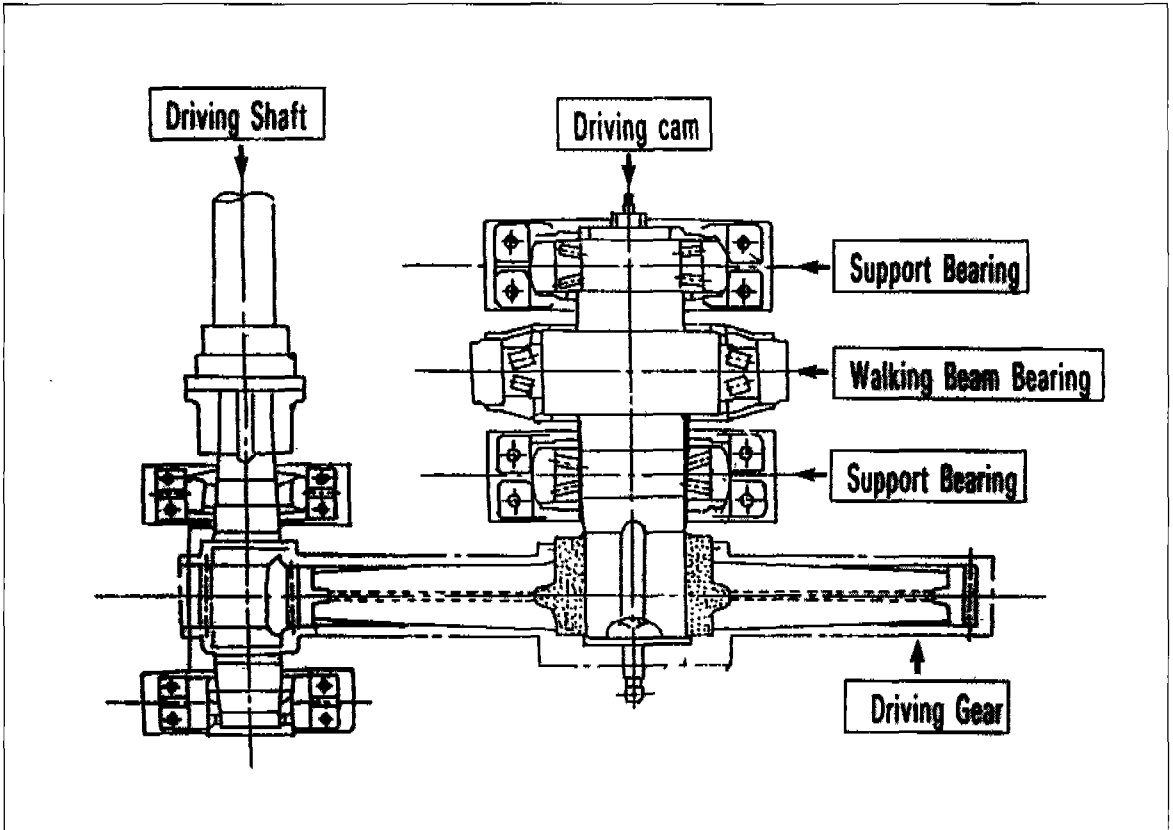


Fig. 2 Mechanical structure of Walking Beam roller bearing

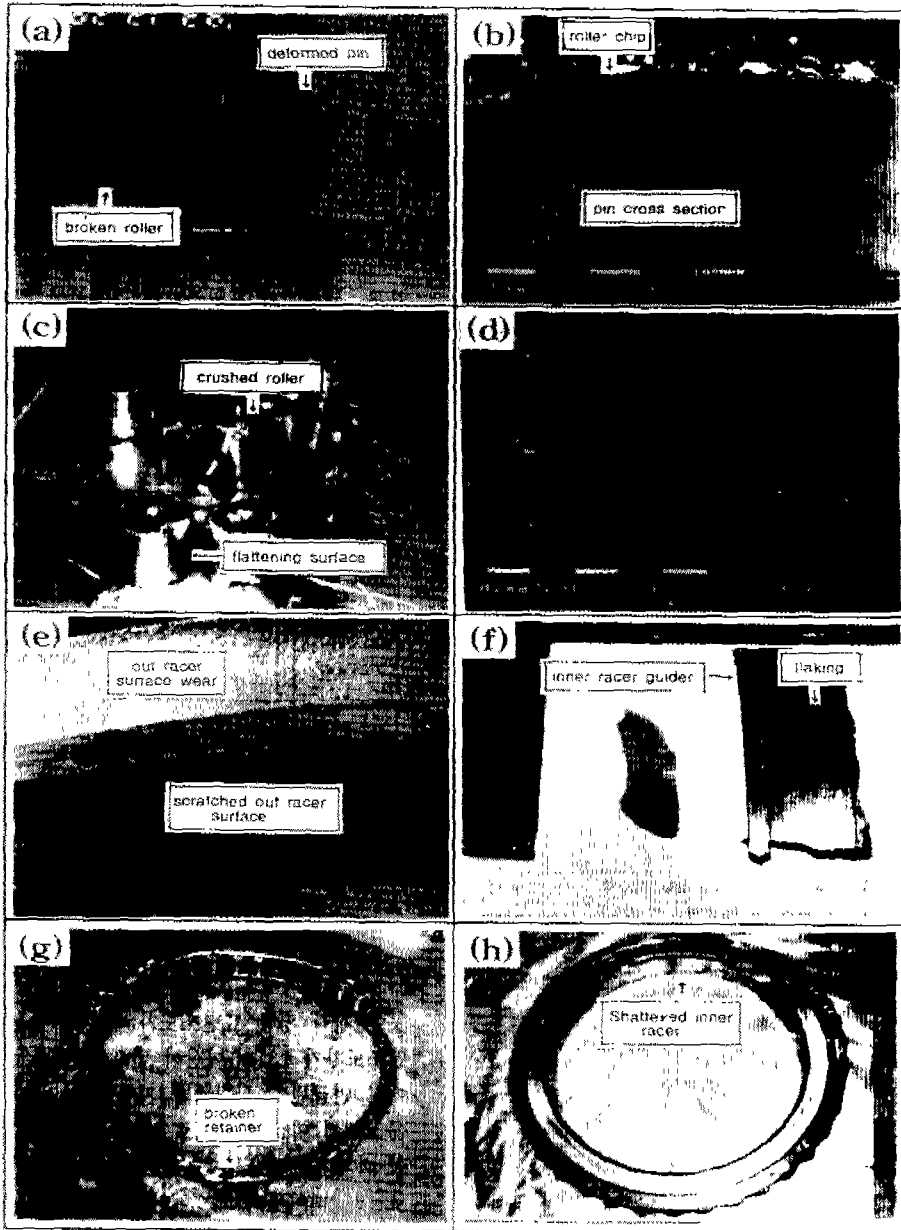


Fig. 3 The pictures of roller bearing failure

Fig. 3(a)~(h)에 파손된 이송용 워킹빔 베어링을 나타내었다. (a)는 파손된 로울러와 변형된 핀의 양상을 나타낸 것으로 베어링 핀의 심한 변형을 통하여 파손되기 직전 로울러의 회전이 원활하지 못했음을 알 수 있다. (b)는 변형된 핀의 단면을 확대한 것으로 핀의 바깥 부위에 어떤 이물질이 혼입되어 있음을 알 수 있다. 이러한 이물질의 존재를 규명하기 위하여 Micro Visker 경도계 (Matsuzawa사: Model DMH-2)를 이용하여 측정된 경도값을 Fig. 4에 나타내었다. (c)는 파손된

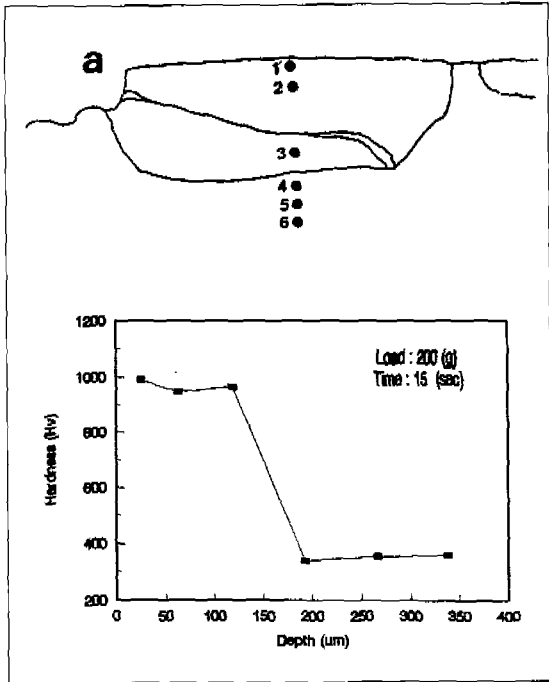


Fig. 4 The hardness of bearing pin crosssection

roller의 전형적인 형태를 나타낸 것으로 특히 주목할 것은 모서리 부분이 심하게 손상되었는데 이것은 로울러가 racer표면에서 균일한 하중을 받은 것이 아니라 편심부하를 받은 것을 단적으로 나타낸 것이다. 또한 로울러 표면에 편평현상(flattening)이 나타나 있는데 이것은 로울러 자체가 회전보다는 미끄럼 운동에 의하여 마모된 것임을 알 수 있다. (d)는 로울러 표면에 나타난 플레킹(flaking)의 형태를 나타낸 것으로 압흔과 미세크랙이 다량 존재한다. (e)부분은 복열베어링의 두 외륜 표면 형상을 나타낸 것으로 한쪽면은 로울러 파편에 의하여 심하게 손상되었지만, 다른 한쪽은 베어링이

파손되기 직전의 표면상태를 단적으로 나타내고 있는데 윤활상태 불량에 의하여 표면조도가 거칠어져 있다. (f)는 베어링 내륜부의 파손상태를 나타낸 것으로 중심부 안내턱(inner guider)가 심하게 파손되었는데 이것은 로울러 모서리 파손과 상호작용에 의한 것으로 추정된다. 또한 내륜부 표면에 락 형상의 플레킹(flaking)이 존재하는데 이것은 대부분 환경에서 윤활막 파괴로 인한 피로에 의하여 발생된 것으로 추정된다. 앞에서 설명했듯이 윤활막 파괴는 베어링의 표면조도와 관계가 있다. 따라서 윤활막을 형성하는 베어링의 로울러와 내륜부, 외륜부의 표면조도를 측정하여 윤활막 파괴 여부를 알아보았다. 측정에 사용한 장비는 조도측정기 (Taylor-Hobson사: Super-tronic 3P)를 이용하였고, 그 측정결과를 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 알 수 있

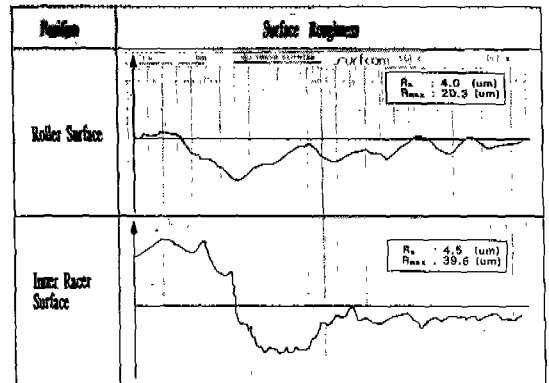


Fig. 5 The roughness of bearing surface and inner racer

듯이 각각 평균 표면조도가 4.0(um)이상이고, 최대 표면조도차가 18(um)이상이 됨으로 이것은 앞의 윤활이론에서 언급된 윤활형태별 가장 이상적 윤활시 유막두께에 4배에 이르는 것으로 보아 어떤 연유로 인하여 윤활막 파괴가 이루어졌음을 알 수 있다. (g)와 (h)는 복열로울러 베어링의 양쪽 어셈블리의 파손형태를 나타낸 것인데 여기서 알 수 있는 것은 파손은 양쪽에서 동시에 시작된 것이 아니라 한쪽 부분에서 먼저 시작되었음을 단적으로 나타내 준다. 이것은 다시 말해서 윤활은 복열베어링 내부에 똑같이 이루어지는데 비하여 한쪽 부분에서 파손이 시작된 것은 윤활 이외에도 다른 요소가 존재함을 알 수 있다. 이러한 요소를 찾기 위하여

SEM(Scanning Electronic Microscope: Philips사, Model 525)을 이용하여 로울러 표면, 로울러 파단면, 로울러 표면의 미세크랙 등을 관찰하였고 이들의 금속 이상부위를 회절분석(EDAX)하였다. Fig. 6은 로울러 표면에서 발생된 크랙이 전파되는 양상을 나타내었으

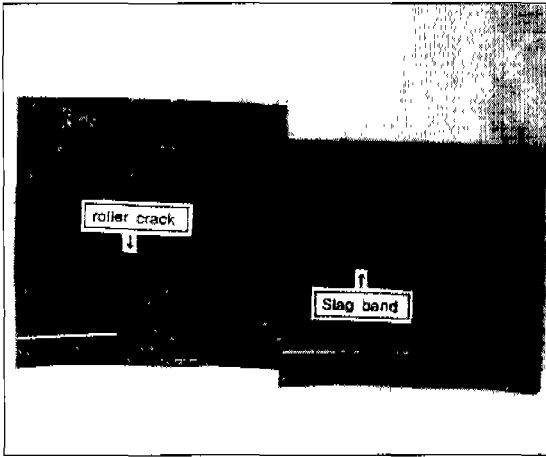


Fig. 6 Crack propagation in roller surface

며, 대략 표면에서 깊이 1mm정도로 기울기를 가지고 전파되었다. 크랙전파 부위의 이물질 존재 여부 및 성분분석 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

4. 적용결과 및 고찰

4.1 로울러베어링의 파손트레인

앞에서 행한 분석들을 통하여 각 요소의 결합형태를 연쇄적으로 연결하여 FTA를 작성하기 위해서는 크게 네가지 형태의 결합(윤활, 기계부하, 환경, 재질)으로 나누고 이 결합들 사이의 관계를 정립함으로써 FTA작성이 용이하고 이를 통하여 파손 트레인을 규명할 수 있다. 먼저 윤활시스템의 결합분석을 위해 Fig. 3의 로울러 및 내,외륜부의 표면형태 및 조도 측정 결과 이상 윤활인 유체윤활유막 두께를 훨씬 초과함으로써 윤활막 파괴가 이루어졌음을 단적으로 증명할 수 있다. 이러한 윤활막 파괴는 공급시 윤활유 자체의 결합, 윤활시스템 내부시스템 결합, 윤활유의 부적절한 사용등을 들 수 있다. 일반적으로 윤활유 자체의 결합은 매우 드물고, 윤활시스템의 결합은 윤활이물질의 여과불량, 시스템요소 손상에 의한 공기유입으로 인한 산화 등이 대부분이

고, 윤활유 사용상의 문제점으로써는 본 연구의 대상시스템은 중앙공급방식 윤활시스템으로 그리스를 사용하고 한번 순환된 윤활유는 다시 윤활시키지 않는다. 이 과정에서 일반적으로 윤활유의 사용상 순환시스템 내의 초도충진 윤활유는 3.5년당 초도충진액의 10배를 공급해야만 초도충진윤활점도를 유지할 수 있다. 윤활막 파괴는 윤활시스템 결함이나 윤활순환상의 문제로 점도가 강하되면서 완전유체윤활에서 경계윤활로 바뀌면서 로울러 표면의 마찰계수가 증가하면서 윤활막이 파괴되고, 표면조도값이 증가되었음을 알 수 있다. 앞에서 설명했듯이 로울러의 접촉부위의 마찰계수가 증가됨에 따라 주응력과 전단응력의 증가와 더불어 최대응력 작용점이 표면상으로 이동하게 된다.

이러한 최대응력작용점 표면상의 금속적 재질결함으로 인한 미세 크랙의 전파가 용이해지고, 크랙의 진행방향은 표면에서 원주상으로 진행된다. 이러한 크랙은 마찰력의 증대와 부하로 표면부근의 전단력의 작용에 의하여 탈락하여 Fig. 3의 (d)와 같은 플레킹(flaking)으로 되고, 로울러 표면은 부분적으로 피팅(pitting)이 일어나 이러한 피팅은 응력집중으로 더욱 커짐에 따라 부분적인 편평현상(flattening)으로 발전하게 되어 로울러는 구름에서 미끄럼으로 바뀌게 된다. 경도계에 의한 편 단면에 이물질은 베어링에 파편으로 사료되며, 표면 로울러 틈새와 리테이너편에 치입되어 로울러의 회전 및 리테이너의 운동을 방해하게 되어, 리테이너편에 전단응력이 작용하여 변형되면서 편이 절손됨으로써 연쇄적으로 베어링은 파손된다. 그러나 여기서 슬라브 운송장치의 베어링 어셈블리는 여러 개가 하나의 윤활시스템으로부터 공급되므로 다른 베어링 어셈블리도 파손을 일으킬 것 같으나 다른 베어링에서는 파손현상이 관찰되지 않은 것으로 보아 이것은 윤활점도 저하보다는 베어링표면 금속결함이 주원인인 것으로 생각된다. Fig. 8에 로울러베어링의 파손트레인을 나타내었다.

4.2 FT 작성에 의한 시스템 고장률 및 신뢰도 평가

위의 연구결과에서 얻어진 파손트레인을 기초로 로울러베어링의 일반적인 FT를 작성하면 Fig. 9(a), (b), (c), (d)와 같다. 이것은 특정 시스템의 사고에 의한 것이므로, 본 시스템을 좀더 일반화된 로울러베어링 고장사례에 적용시키기 위하여 간략화시켰으며, 이와 같이 간략화시킨 근거는 위의 파손사례를 통하여 충분히 근거가 제시될 수 있다고 생각했다. 여기서 목표사상은

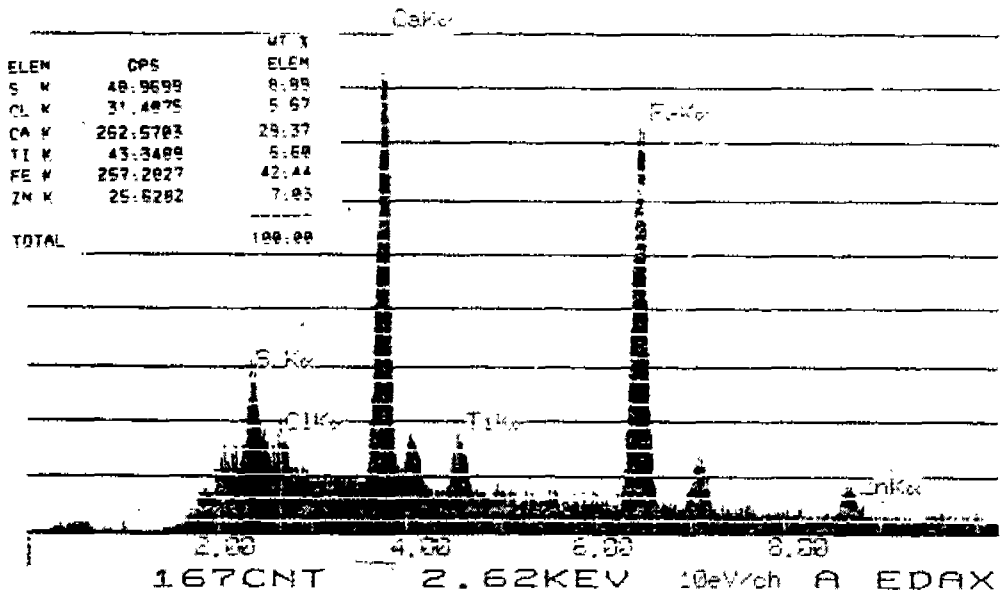


Fig. 7 The fractography of slag in roller(SEM/EDAX)

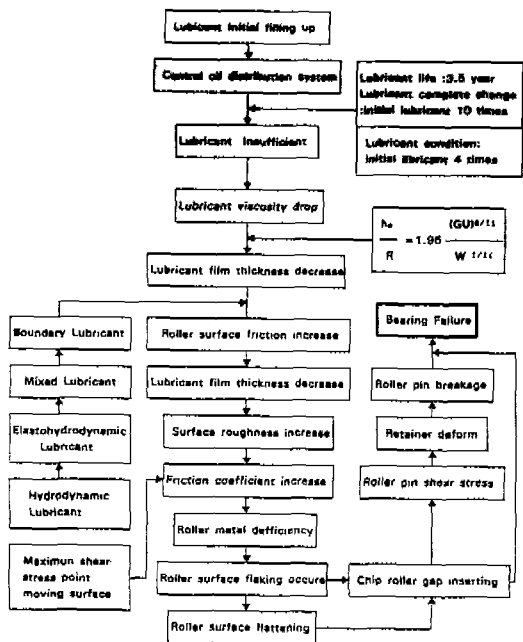


Fig. 8 Fault train of Walking Beam roller bearing failure

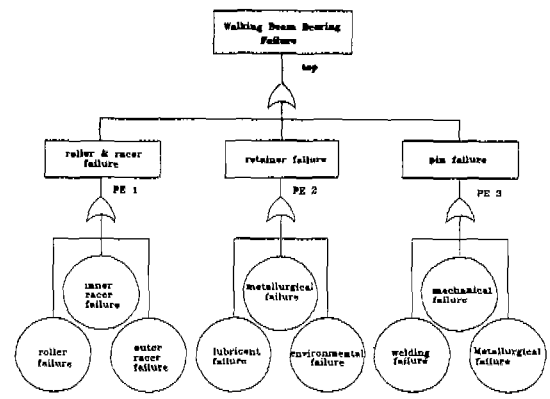


Fig. 9(a) Fault tree of Walking Beam roller bearing failure

“로울러베어링 고장”으로 하고, 기본사상 (basic event) 은 다음과 같이 3가지로 크게 대별된다⁽¹⁶⁾.

- (1) 전동체, 웨드론 고장 (PE 1)
- (2) 리테이너 고장 (PE 2)
- (3) 로울러핀 고장 (PE 3)

여기서 PE 1은 로울러와 내,외륜은 서로 접촉하여 회전하므로 같은 종류의 결합으로 분류가능하다. 이러

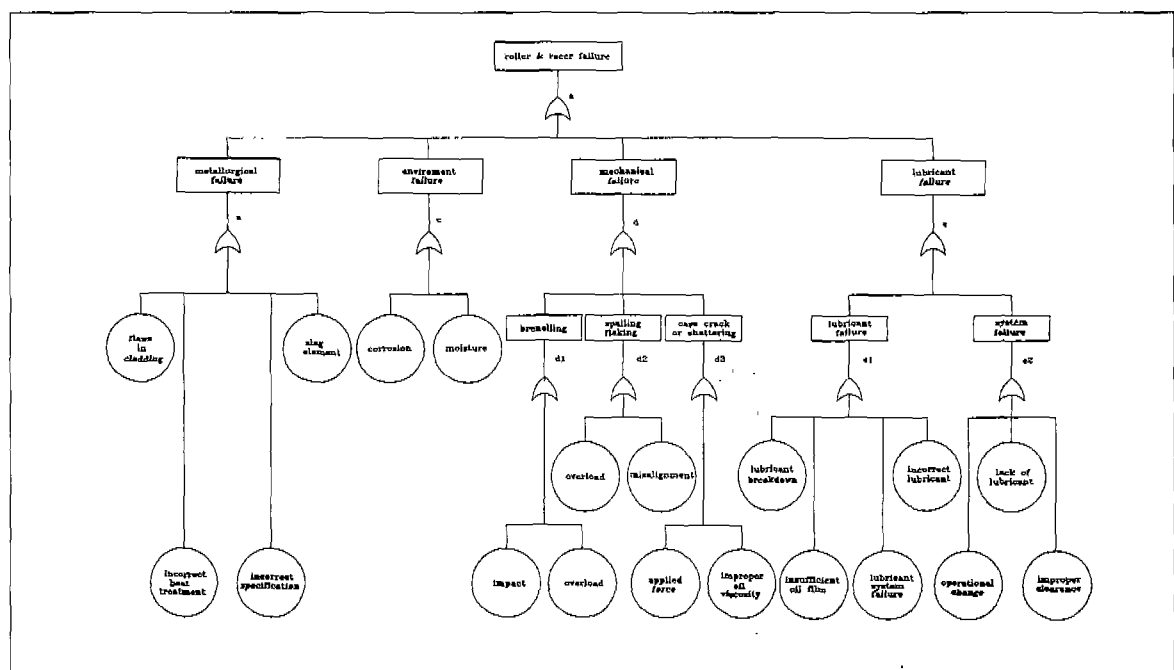


Fig. 9(b) Fault tree of roller and racer failure

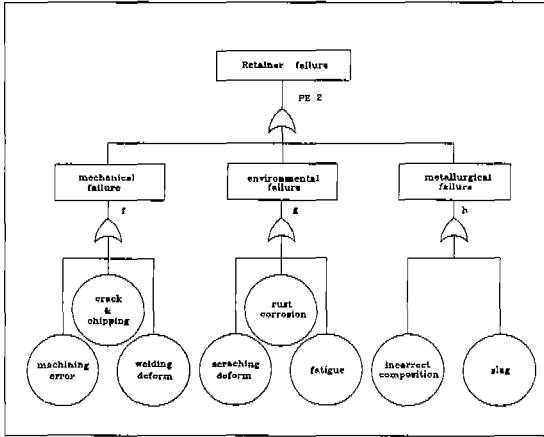


Fig. 9(c) Fault tree of bearing pin failure

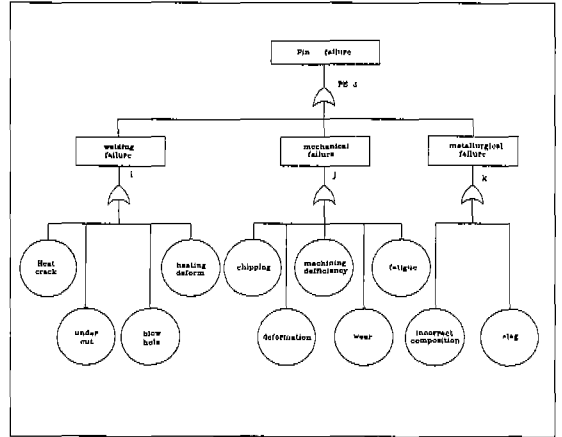


Fig. 9(d) Fault tree of retainer failure

한 고장은 크게 다음과 같은 4가지 요인에 의하여 기인된다. 첫째는 금속적인 결함으로 여기에는 기계가공상의 문제점인 베어링 표면의 도금피막불량(PE 4)과 열처리 결함(PE 5)이 있고, 재질상의 문제점은 재질성분 부적합(PE 6), 그리고 본 적용사례에서 증명했듯이 이물질(slag) 혼입(PE 7) 등이 있고, 둘째로는 환경요인으로 내, 외부적인 원인에 의한 부식(corrosion)(PE 8), 부적절한 보전과 습기로 인한 녹발생(PE 9)이 있다. 또한 기계부하에 의한 고장으로는 소성유동에 의한 브리넬링은 본 사례의 경우 금속 슬라브가 겹쳐서 동시에 하나의 베어링에 작용할 때 수백ton 정도의 충격이 발생하는 경우(PE 10), 과도한 비틀림 하중(PE 11) 또한 이러한 하중이 걸린 상태에서 스폴링 혹은 플레킹은 등, 정적 과부하(PE 12), 미스얼라이언트(PE 13)로 인한 피로에 기인된다. 기계적 작동불량에 의한 세번재 결함은 케이스 크래킹 혹은 세터링은 부적절한 클리어런스(PE 14)와 과부하(PE 15)에 의하여 발생될 수 있다. 윤활에 관련된 고장은 가열 및 응축을 일으키는데 이것의 원인은 윤활유 결함과 윤활시스템고장에 기인한다고 볼 수 있다. 윤활유 결함은 부적절한 점도(PE 16), 윤활막파괴(PE 17), 부적절한 주유법(PE 18), 부적절한 윤활막(PE 19)에 의하여 발생될 수 있으며, 윤활시스템고장은 윤활순환기고장(PE 20), 윤활유 부족(PE 21), 작동환경 변화(PE 22)에 기인한다. 두번째로 리테이너 고장도 세가지로 크게 분류되는데, 가공결함은 가공오차의 부적절로 인한 회전운동 간섭(PE 23), 가공크랙이나 chipping(PE 24), 용접부 열변형(PE 25), 환경결함은 클리어런스 부적절에 의한 변형

(PE 26), 녹에 의한 부식(PE 27), 마모(PE 28) 등이 있다. 재질결함은 앞의 두 경우처럼 부적절한 성분(PE 29), 슬라그 유입등(PE 30)을 들 수 있다. 마지막으로 로울러 핀 고장은 주로 세 가지로 분류되며, 용접결함은 리테이너 인터페이스부 용접균열(PE 31), 과열용접

Component	Event	Failure rate in hr-1 (λ)	Reliability (R)	
roller & racer	Metallurgical Failure	PE 4	3×10^{-7}	0.9999995
		PE 5	4×10^{-7}	0.9999993
		PE 6	7×10^{-8}	0.9999995
		PE 7	5×10^{-8}	0.9999993
	Environment Failure	PE 8	3×10^{-8}	0.9999995
		PE 9	2.5×10^{-8}	0.9999992
	Mechanical Failure	PE 10	5.5×10^{-8}	0.9999992
		PE 11	7×10^{-8}	0.9999985
		PE 12	6.5×10^{-8}	0.9999985
		PE 13	8×10^{-8}	0.9999975
		PE 14	4.5×10^{-8}	0.9999993
	Lubricant Failure	PE 15	9×10^{-8}	0.9999971
		PE 16	9.5×10^{-8}	0.9999983
		PE 17	7.5×10^{-7}	0.9999988
		PE 18	7.5×10^{-7}	0.9999986
PE 19		3.5×10^{-8}	0.9999991	
PE 20		5.5×10^{-8}	0.9999992	
PE 21		5.5×10^{-8}	0.9999992	
PE 22		5.5×10^{-7}	0.9999993	
Retainer	PE 23	8×10^{-8}	0.99999991	
	PE 24	6.5×10^{-8}	0.9999993	
	PE 25	5.5×10^{-8}	0.9999991	
	PE 26	7.5×10^{-7}	0.9999988	
	PE 27	8.5×10^{-8}	0.999997	
	PE 28	9.5×10^{-7}	0.999997	
	PE 29	7×10^{-8}	0.9999995	
	PE 30	5×10^{-8}	0.9999987	
Roller Pin	PE 31	3.5×10^{-7}	0.9999996	
	PE 32	8.5×10^{-7}	0.999895	
	PE 33	6.5×10^{-8}	0.999999	
	PE 34	8.5×10^{-8}	0.9999999	
	PE 35	5.5×10^{-7}	0.9999993	
	PE 36	3.5×10^{-7}	0.9999996	
	PE 37	7.5×10^{-8}	0.9999985	
	PE 38	7.5×10^{-7}	0.999988	
	PE 39	7.6×10^{-7}	0.999987	
	PE 40	7×10^{-8}	0.9999995	
	PE 41	5×10^{-7}	0.9999991	

Table 2 The failurate and reliability of Walking Beam roller bearing Components

에 의한 언더컷 발생(PE 32), 브로우 홀(blow hole) (PE 33), 열변형(PE 34)등에 기인하며, 기계적 결함은 chipping(PE 35), 운전중 편심부하의 변형(PE 36), 마모(PE 37), 가공결함(PE 38), 피로손상(PE 39)에 의한 파손을 들 수 있다. 금속재질결함은 재질성분의 부적절(PE 40)과 원자재 속의 슬라그(slag)유입(PE 41)을 들 수 있다. 위에서 작성된 FT에서 고장률과 신뢰도를 평가하기 위하여는 각 부품요소의 고장시간 및 신뢰도에 대한 데이터가 제시되어야 한다. 본 시스템의 부품별 고장률 및 신뢰도를 참고문헌과 제조현장의 통계데이터를 기초로 Table. 2와 같이 작성하여¹⁷⁾, 이것을 근거로 하여 본 시스템의 로울러 베어링 고장에 대한 중간사상들에 대한 고장률이 다음과 같이 계산되어질 수 있다.

$$\lambda_1 = OR(\lambda_{a1}, \lambda_{a2}, \lambda_{a2}) = 22.94 \times 10^{-6}$$

$$\lambda_a = OR(\lambda_b, \lambda_c, \lambda_d, \lambda_e) = 7.647 \times 10^{-6}$$

$$\lambda_b = OR(\lambda_4, \lambda_5, \lambda_6, \lambda_7) = 0.577 \times 10^{-6}$$

$$\lambda_c = OR(\lambda_8, \lambda_9) = 0.055 \times 10^{-6}$$

$$\lambda_d = OR(\lambda_{d1}, \lambda_{d2}, \lambda_{d3}) = 0.405 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_{d1} = OR(\lambda_{10}, \lambda_{11}) = 0.125 \times 10^{-6} \\ \lambda_{d2} = OR(\lambda_{12}, \lambda_{13}) = 0.145 \times 10^{-6} \\ \lambda_{d3} = OR(\lambda_{14}, \lambda_{15}) = 0.135 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

$$\lambda_e = OR(\lambda_{e1}, \lambda_{e2}) = 6.61 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_{e1} = OR(\lambda_{16}, \lambda_{17}, \lambda_{18}, \lambda_{19}) = 5.95 \times 10^{-6} \\ \lambda_{e2} = OR(\lambda_{20}, \lambda_{21}, \lambda_{22}) = 0.66 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

$$\lambda_2 = OR(\lambda_f, \lambda_g, \lambda_h) = 1.915 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_f = OR(\lambda_{23}, \lambda_{24}, \lambda_{25}) = 0.0695 \times 10^{-6} \\ \lambda_g = OR(\lambda_{26}, \lambda_{27}, \lambda_{28}) = 1.785 \times 10^{-6} \\ \lambda_h = OR(\lambda_{29}, \lambda_{30}) = 0.057 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

$$\lambda_3 = OR(\lambda_i, \lambda_j, \lambda_k) = 4.2855 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_i = OR(\lambda_{31}, \lambda_{32}, \lambda_{33}, \lambda_{34}) = 1.2735 \times 10^{-6} \\ \lambda_j = OR(\lambda_{35}, \lambda_{36}, \lambda_{37}, \lambda_{38}, \lambda_{39}) = 2.505 \times 10^{-6} \\ \lambda_k = OR(\lambda_{40}, \lambda_{41}) = 0.507 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

따라서 위의 각 사상들을 기초로 Walking Beam bearing의 전체고장률을 계산하면 다음과 같다.

$$\lambda_{top} = OR(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = 0.029138 \times 10^{-3} (Hr^{-1})$$

각 요소의 신뢰도가 주어지면 전체시스템의 신뢰성 해석이 가능하며, Table. 2의 요소별 신뢰도를 근거로 하여 작성된 FT에 따라 전체시스템의 신뢰도는 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} R_1 &= (R_a)^3 \\ &= (R_b R_c R_d R_e)^3 \\ &= (R_4 R_5 R_6 R_7)^3 (R_8 R_9)^3 (R_{10} R_{11})^3 (R_{12} R_{13})^3 \\ &\quad (R_{14} R_{15})^3 (R_{16} R_{17} R_{18} R_{19})^3 (R_{20} R_{21} R_{22})^3 \\ &= 0.99476 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_2 &= R_f R_g R_h \\ &= (R_{23} R_{24} R_{25} R) (R_{26} R_{27} R_{28}) (R_{29} R_{30}) \\ &= 0.99998 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_3 &= R_i R_j R_k \\ &= (R_{31} R_{32} R_{33} R_{34}) (R_{35} R_{36} R_{37} R_{38} R_{39}) \\ &\quad (R_{40} R_{41}) \\ &= 0.99987 \end{aligned}$$

$$R_{top} = R_1 R_2 R_3 = 0.9946$$

$$Rf \text{ system} = 1 - R_{top} = 0.0054$$

따라서 시스템의 전체고장은 주로 운활적인 결함에 기인한 roller와 racer의 결함이 주된 고장을 차지한다. 이송용 로울러 베어링 시스템 고장율은 $0.029138 \times 10^{-3} (Hr^{-1})$ 으로 평균 34,319시간당 1건 정도로 하루 평균 24시간 가동되므로 3.9년당 1회 정도의 기계적 고

장이 발생될 수 있음을 알 수 있다. 본 연구대상 시스템은 매우 저속으로 회전하지만 과부하 하중이 늘 작용하고 있다. 따라서 윤활상의 문제는 기계요소의 피로를 야기시켜 전체시스템 고장으로 연결된다. 따라서 고장을 방지하기 위해서는 베어링의 순환급유 윤활시스템의 적정점도유지 및 이물질 혼입방지 등에 유의해야 한다.

6. 결 론

본 연구에서 FTA기법을 이용한 로울러 베어링의 파손진단을 통하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다. 기존의 여러 연구들은 주로 베어링 파손에 대하여 사용환경 및 재질적 요소의 변화에 대한 국부적 측면에서 베어링 진단을 시도하였다. 본 연구에서는 하나의 분리된 사건을 FTA기법을 이용하여 파손의 시작점에서 전체 시스템 파손에 이르기까지의 파손트레인을 규명할 수 있었다. 이러한 연구를 통하여 각부 기계요소의 개체 고장발생이 다른 요소로의 전파과정을 통하여 이들 상호관계를 규명하였고, 시스템 설계자는 이러한 FTA를 통하여 고장률 및 신뢰도 평가함으로써 향후 시스템 개량에 있어 유용한 설계기준을 제시할 수 있다. 또한 본 연구를 바탕으로 각각의 고장원인별(fault cause)징후(symptom)관계를 정립하여 지식베이스화하고, FTA기법을 이용하여 이러한 지식들을 이용함으로써 진단의 정확도를 높일 수 있고, 컴퓨터에 의한 설비 진단시스템 구축시 각 기계요소별 고장트레인에 기초한 지식베이스를 이용함으로써 추론알고리즘을 효율적으로 구축할 수 있을 것으로 사료된다.

7. 참고문헌

1. Barschdorff, D., Dressler, T. and Nitsche, W., "Real-time Failure detection on Complex Mechanical Structures via Parallel Data Processing", Computers in Industry, NO.7, pp. 23~30, 1986
2. 이정철, 오재응, 염성하, 권오관, "Condition Monitoring기법에 의한 베어링의 이상진단", 한국윤활학회 논문집, Vol. 3, No. 1, pp. 52~60, 1987
3. Chrystolouris, G., Domroese, M. and Beau-lieu, P., "Sensor Synthesis for Control of

- Manufacturing Processes", Transactions of the ASME, Vol.114, pp.158~174, 1992
4. Bocklish, S.F., "A Diagnostis System Based on Fuzzy Classification", Computers in Industry, No.7, pp.45~51, 1986
5. Mratins, L.G. and Gerges, N.Y., "Comparison between Signal Analysis for Detect Incipient Bearing Damage", Condition Monitoring '84, 10th~13th, pp.191~204, 1984
6. 日本潤滑學會, 潤滑故障例とその對策, 養賢堂, pp. 23~46, 1978
7. Strauss, B.M., "Fault Tree Analysis of Bearing Failures", Lubrication Engineering, Vol.40, No.11, pp.674~680, 1984
8. Bartz, W.J., "The influence of lubricants on failures of bearings and gears", Tribology International, Vol.9, No.5, pp.172~176, 1976
9. Krishnamurthi, M. and Phillips, D.T., "Expert System Framework for Machine Fault Diagnosis", Computers and Industrial Engineering, Vol.22, No.1, pp.67~84, 1992
10. Hassapis, G., Petrou, L. and Kleftouris, D., "A Computer Aided Shutdown System Analysis and Design Procedure", Computers in Industry, No.9, pp.115~125, 1987
11. Moss, T.R., "On-Line Acquisition and Analysis of Mechanical Failure Data", Proceedings of the IFIP TC 5/WG 5.3 Working Conference on Diagonostic and Preventive Maintenance Strategies in Manufacturing Systems, Dubrovnik, Yugoslavia, 1~4 Sep., pp.75~84, 1987
12. 이근철, 1990, "FTA 안전공학", 기전연구소, pp. 36~50
13. 三根久, 河合一, 信頼性 保全性 基礎數理, 日科技連, pp.22~36, 1984
14. 이봉구, Tribology 개론, 동명사, pp.91~158, 1987

15. Boresi, A.P., Sidebottom, O.M., Seely, F.B. and Smith, J.O., "Advanced Mechanics of Materials", John Wiley and Sons, New York, pp.613~627, 1978
16. 한국 GMB 베어링 주식회사, 기술카타로그, pp.100~112, 1992
17. 日本精工株式会社, "F1감속기 베어링 파손보고서", 1990